

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/DE04/002788

International filing date: 21 December 2004 (21.12.2004)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DE
Number: 20 2004 000 184.5
Filing date: 09 January 2004 (09.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 23 February 2005 (23.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Gebrauchsmusteranmeldung

Aktenzeichen: 20 2004 000 184.5

Anmeldetag: 09. Januar 2004

Anmelder/Inhaber: Manfred Sommer,
74199 Untergruppenbach/DE

Bezeichnung: Pumpe

IPC: F 04 C 2/344

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Gebrauchsmusteranmeldung.

München, den 9. Februar 2005
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to be 'Höf', written over the printed name 'Höf'.

Höf

BESCHREIBUNG



Pumpe

TECHNISCHES GEBIET

Die Erfindung betrifft eine als Verdrängerpumpe oder Drehkolbenpumpe konzipierte Pumpe. Hauptanwendungsgebiete solcher dick- und zähflüssige Produkte fördernder Pumpen finden sich in der chemischen, pharmazeutischen und in der Lebensmittel verarbeitenden Industrie.

STAND DER TECHNIK

Aus der DE 34 18 708 A1 ist eine Pumpe der eingangs genannten Art bekannt. Diese Pumpe besitzt einen Rotor, der drehfest auf einer mit einem motorischen Antrieb verbindbaren Antriebswelle gelagert ist. Der Rotor besitzt einen radial wegstehenden, wellenförmig umlaufenden Rotorkragen. Der Einlass und der Auslass der Pumpe sind voneinander getrennt. Der Einlass kommuniziert mit einem Ansaugraum und der Auslass mit einem Auslassraum. Diese beiden Pumpenräume sind über einen Pumpkanal miteinander verbunden. Mittels eines in axialer Richtung verstellbaren, an dem Rotorkragen in axialer Richtung beidseitig dichtend anliegenden Dichtschiebers wird sichergestellt, dass das jeweils durch den Pumpkanal vom Einlass zum Auslass geförderte Medium nicht an dem Dichtschieber vorbei rückwärts wieder zum Einlass fließen kann. Der Dichtschieber muss daher während der rotativen Bewegung des Rotors kontinuierlich dicht beidseitig an dem Rotorkragen anliegen. Eine ausreichende Abdichtung muss auch zwischen dem Rotorkragen und den ihn in axialer Richtung begrenzenden Wänden des Pumpkanals vorhanden sein, soll die Förderwirkung und damit der Wirkungsgrad der Pumpe nicht beeinträchtigt werden. Die den Rotor antreibende Antriebswelle ragt bei dieser Pumpe weit in den Pumpenraum hinein. Ihre Lagerstellen befinden sich einmal im Bereich der rückwärtigen Gehäusewand und zum anderen

außerhalb des Pumpengehäuses in einem an der Rückwand des Pumpengehäuses angeflanschten hohlzylindrischen Wellenträger. Der Rotor sitzt damit auf dem Kragendbereich der Antriebswelle. Aufgrund der unvermeidlichen Durchbiegungen des Kragendbereiches der Antriebswelle, die umso höher sind, je höher die Arbeitsdrücke sind, mit der die Pumpe betrieben wird, müssen entsprechend große Toleranzen zwischen den rotierenden Teilen, wie dem Rotorkragen, und den nicht rotierenden Teilen, wie den den Pumpkanal seitlich einrahmenden Kanalwänden, berücksichtigt werden, um einen unerwünscht hohen Verschleiß von aneinander reibenden Teilen zu vermeiden.

Der eingangs bereits erwähnte Einsatzbereich der Pumpe in hygienisch sensiblen Bereichen macht es erforderlich, dass die mit dem jeweilig geförderten Medium in Berührung kommenden Bauteile der Pumpe in hygienischer und pharmazeutischer Hinsicht unbedenklich sind. Die mit dem durch die Pumpe hindurch geförderten Medium in Berührung kommenden Materialoberflächen müssen also die Eigenschaften des jeweiligen Mediums berücksichtigen. Aus diesem Grund werden die Pumpenbestandteile, die mit dem geförderten Medium in Berührung kommen, insbesondere der Deckel, die Gehäuserückwand und die Mantelwand des Pumpengehäuses nicht aus Gussteilen hergestellt. Die Gefahr, dass Lunker in den Gussteilen vorhanden sind, die Infektionsquellen darstellen können, ist zu groß. Bekanntermaßen verwendet man daher Walz- und Schmiedestähle in säurebeständiger Qualität. Die Herstellung der Gehäuseteile erfordert folglich einen sehr hohen Bearbeitungsaufwand. Dies führt dazu, dass das Gewicht des Gehäuses dem Gewicht der herstellungsbedingt abgetragenen Materialspläne entsprechen kann. Die Dimensionierung des Pumpengehäuses wird nämlich bestimmt von den konstruktiven Anforderungen, wie beispielsweise durch die Materialstärken, die für Gewinde und Durchgangsbohrungen erforderlich werden, die beispielsweise zum gegenseitigen Verschrauben von Deckel und Rückwand dienen. Aus Festigkeitsgründen sind diese Wandstärken, insbesondere was die Mantelwand betrifft, regelmäßig überdimensioniert.

DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

Ausgehend von diesem vorbekannten Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine zu betreibende Pumpe der eingangs genannten Art anzugeben.

Diese Erfindung ist durch die Merkmale des Hauptanspruchs gegeben. Sinnvolle Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand von sich an den Hauptanspruch anschließenden weiteren Ansprüchen.

Die erfindungsgemäße Pumpe zeichnet sich dadurch aus, dass zumindest ihre Rückwand, die aus konstruktiven Gründen regelmäßig sehr stark dimensioniert ist, nicht mehr mit dem durch die Pumpe hindurch geförderten Medium in Berührung kommt. Die Rückwand wird nämlich durch eine dünne Platte oder eine Beschichtung zum Innenraum des Gehäuses hin abgedeckt. Die Rückwand kann dadurch aus einem rohen Material, wie insbesondere aus Gussmaterial bestehen. Dies bringt erhebliche Kostenvorteile für das Herstellen der erfindungsgemäßen Pumpe.

Auch die Mantelwand des Gehäuses, das im Stand der Technik regelmäßig mit der Rückwand einstückig verbunden ist, kann vorteilhafterweise aus einer die Eigenschaften des Fördermediums berücksichtigenden dünnen Wand bestehen. Dabei kann diese dünne Wand einteilig mit der dünnen Platte, die auf der Innenseite der Rückwand vorhanden sein kann, verbunden sein. Ein solches, aus einer dünnen Wandung bestehendes topfartiges Gehäuse kann dann von der Rückseite und von der Mantelseite her den Innenraum des Gehäuses dicht umschließen. Für die Rückwand kann dann ein vorstehend bereits erwähntes kostengünstiges Material verwendet werden. Die regelmäßig vorhandene Überdimensionierung insbesondere der Mantelwand braucht dann nicht mehr vorgenommen zu werden. Der Kostenvorteil gegenüber dem Stand der Technik ist ganz erheblich. Das topfartige Gehäuse kann beispielsweise als Tiefziehteil hergestellt werden. In einem solchen Fall bietet

es sich zur besseren Ausformung eines solchen Pumpengehäuse-Teils an, den von der Mantelwand umschlossenen Innenraum des Pumpengehäuses zum Deckel hin sich konisch erweiternd auszubilden.

Die Rückwand des Pumpengehäuses kann an einem Halteflansch lösbar befestigt sein. Durch diesen Halteflansch und die Rückwand sowie die Rückwand innenseitig verkleidende dünne Platte hindurch ragt dann die mit dem Rotor drehfest verbundene Antriebswelle.

Lagerstellen für die Antriebswelle können im Halteflansch beziehungsweise im Bereich der Rückwand und andererseits im Innenraum des Pumpengehäuses ausgebildet sein.

So kann innerhalb des vom Rotor in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereichs eine Lagerstelle für die Antriebswelle vorhanden sein. Die Antriebswelle kragt also nicht mehr frei in den Pumpenraum hinein, sondern ist innerhalb des vom Rotor in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereichs oder aber vorzugsweise in dem vom Rotorkragen in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumbereich, in radialer Richtung abgestützt gelagert.

Die extrem großen Durchbiegungen, die bei entsprechend hohen Arbeitsdrücken konstruktiv im Stand der Technik berücksichtigt werden müssen, treten nunmehr nicht mehr auf. Das bedeutet, dass die Lagerausbildungen der Antriebswelle und die Ausbildung der Antriebswelle selber nicht mehr so stark dimensioniert werden müssen, dass die Durchbiegungen in Kragendbereich der Antriebswelle entsprechend gering werden. Die innerhalb des Pumpengehäuses vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle hat den weiteren Vorteil, dass die Baulänge der Pumpe gegenüber der bekannten Pumpe wesentlich kürzer wird; auf den von außen angeflanschten hohlzylindrischen Wellenträger gemäß dem bekannten Stand der Technik, an dessen zum Pumpengehäuse entfernteren Ende eine weitere Lagerstelle für die

Antriebswelle ausgebildet ist, kann nämlich nunmehr verzichtet werden. Die ausreichende Lagerung der Antriebswelle kann im Bereich der Rückwand der Pumpe und innerhalb des vom Rotor beziehungsweise seines Rotorkragens in axialer Richtung eingenommenen Lichtraumprofils vorgesehen werden.

Die innerhalb des Pumpengehäuses vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle kann nach den auch in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen durch einen hohlzylindrischen Wellenträger verwirklicht werden, der vom rückwärtigen Bereich der Pumpe in ihren Innenraum frei auskragt. Der Wellenträger kann ausreichend biegesteif ausgebildet werden, so dass die unvermeidbaren Durchbiegungen an seinem Kragende eine für den praktischen Betrieb der Pumpe unwesentliche Bedeutung haben. Für den auf dem Kragendbereich des Wellenträgers drehfest angeordneten Rotor und dessen Rotorkragen kann daher konstruktiv von einem in axialer Richtung praktisch festen Lager ausgegangen werden. Eine solche Pumpe baut nicht nur wesentlich kürzer als die vorstehend im Stand der Technik bekannte Pumpe, sondern kann auch mit vergleichsweise höheren Arbeitsdrücken betrieben werden.

Wie schon erwähnt, muss der Rotorkragen möglichst dicht an den den Pumpkanal in axialer Richtung begrenzenden, feststehenden Wandbereichen anliegen, um einen entsprechend hohen Wirkungsgrad der Pumpen zu ermöglichen. Um nun einen Verschleiß der Gebäudewände und des Rotors durch gegenseitiges Aneinanderreiben zu verhindern, ist es bekannt, den Pumpkanal durch austauschbare Verschleißteile, sogenannte Statoren, auszukleiden. Vorhandene Durchbiegungen der Antriebswelle, wie sie im Stand der Technik vorhanden sind, machen es erforderlich, dass zwischen dem Rotor und dem Stator Toleranzen eingehalten werden, die so groß sein müssen, dass bei Höchstbelastung der Pumpe der Rotor den Stator nicht berührt. Im gewissen Maße hilft man sich dadurch, dass für den Stator Kunststoffmaterial verwendet wird, so dass bei seiner Berührung durch den aus Stahl hergestellten Rotor kein Materialabtrag von

2

Stahl auf Stahl erfolgt. Diese Problematik ist umso größer, je größer die Durchbiegung der Antriebswelle ist. Bei diesen einzuhaltenden Toleranzen ist in diesem Zusammenhang auch noch zu berücksichtigen, dass die verschiedenen Kunststoffe sich unter Einwirkung von Wärme unterschiedlich stark ausdehnen. Nun erfolgt die Reinigung solcher Pumpen in aller Regel bei Temperaturen, die bei 100 Grad Celsius und darüber liegen, so dass entsprechende Ausdehnungstoleranzen der jeweiligen Kunststoffe bei der Konstruktion der Pumpe berücksichtigt werden müssen, damit gewährleistet bleibt, dass die Rotoren auch bei hoher Temperatur frei im Pumpenraum sich drehen können. Die in den einzuhaltenden Toleranzen liegende Problematik wird durch die vorhandenen Durchbiegungen der Antriebswelle und damit des auf ihr sitzenden Rotors ganz entscheidend mit beeinflusst; bei zu großen Toleranzen fällt der Wirkungsgrad der Pumpe steil ab.

Mit der erfindungsgemäßen Pumpe ist es daher nicht mehr nötig, zur Vermeidung der vorstehenden Problematik auf leistungsstärkere Pumpen zurückzugreifen; nicht mit voller Leistung betriebene leistungsstärkere Pumpen weisen entsprechend kleinere Durchbiegungen auf, so dass die Toleranzproblematik sich günstiger darstellt. Solche größeren Pumpen, die betriebstechnisch an sich nicht erforderlich wären, erhöhen die Betriebskosten einer solchen Pumpe.

Aufgrund der zusammen mit dem Wellenträger ein frei auskragendes Konstruktionsteil bildenden Antriebswelle kann der Rotor in Art einer Stirnkappe die Antriebswelle und dabei auch den Wellenträger stirnseitig umfassen. Dies erlaubt dann eine einfache Montage und Demontage des Rotors, indem der Rotor axial auf die Antriebswelle drehfest aufgeschoben und beispielsweise mittels einer Halte- oder Verschlussmutter axial unverrückbar an der Antriebswelle gehalten werden kann.

Die Lagerstelle der Antriebswelle kann auf der Innenseite des Wellenträgers ausgebildet sein. Auf der dazu gegenüberliegenden

Außenseite des Wellenträgers kann eine zusätzliche Lagerstelle für den Rotor ausgebildet sein, sofern die Kappenwand des Rotors nicht so biegesteif ist, dass die drehfeste Lagerstelle des Rotors an der Antriebswelle ausreicht.

Nach einem in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiel ist es auch möglich, die Lagerstelle für die Antriebswelle auf der Außenseite des Wellenträgers anzuordnen. Diese Lagerstelle kann dann gleichzeitig als in axialer Richtung wirkende Lagerstelle für den Rotor beziehungsweise für dessen Kappenbereich benutzt werden. In diesem Fall hängt sich die Antriebswelle über den Rotor von außen an dem Wellenträger an.

Die im Kragendbereich des Wellenträgers vorhandene jeweilige Lagerstelle für die Antriebswelle und für den Rotor, sofern letztere zusätzlich zu der drehfesten Lagerung des Rotors vorgesehen wird, können in derselben axialen Querschnittsebene angeordnet werden.

Um möglichst schlanke Lager auszubilden, kann jede Lagerstelle aus mehreren, in axialer Richtung nebeneinanderliegenden Lagern bestehen.

Neben dieser vorstehend beschriebenen, innerhalb des Pumpengehäuses vorhandenen ersten Lagerstelle kann eine zweite Lagerstelle für die Antriebswelle im Bereich der dem motorischen Antrieb benachbarten Rückwand der Pumpe vorhanden sein. Bei sehr leichten Pumpenkonstruktionen könnte auf diese zweite Lagerstelle auch verzichtet werden und die Antriebswelle erst im Bereich des motorischen Antriebes gelagert werden.

Es hat sich als vorteilhaft herausgestellt, das Pumpengehäuse an einem Lagerstuhl so zu befestigen, dass das Pumpengehäuse in verschiedenen Drehstellungen an demselben befestigt werden kann. Auf diese Weise können der Einlass und der Auslass den entsprechenden örtlichen Gegebenheiten auch bei einer kreiszylindrischen Außenkontur des Pumpengehäuses optimal

räumlich angepasst werden. Ein solcher Lagerstuhl kann einen Halteflansch besitzen, an dem das Pumpengehäuse beispielsweise in der jeweils gewünschter Drehstellung angeschraubt werden kann. Die Antriebswelle durchdringt dann diesen Halteflansch und endet in dem Pumpengehäuse.

Die vorstehend bereits erwähnte, hilfsweise vorhandene zweite Lagerstelle für die Antriebswelle kann dann im Halteflansch vorgesehen werden.

Alternativ dazu könnte diese zweite Lagerstelle auch in der Rückwand des Pumpengehäuses vorgesehen werden.

Der in das Pumpengehäuse frei hineinkragende Wellenträger kann an der Rückwand des Pumpengehäuses oder auch an dem Halteflansch biegesteif befestigt werden. Der Wellenträger, der in diesem Falle nicht gewichtsmäßiger Bestandteil des Pumpengehäuses ist, muss beim Abnehmen des Pumpengehäuses vom Halteflansch nicht gewichtsmäßig berücksichtigt werden.

Der Deckel des Gehäuses kann einen umlaufenden, axialen Kragen aufweisen, der von außen an dem Endbereich der Mantelwand dicht anliegt. Dadurch wird verhindert, dass sich die dünne Mantelwand durch die im Innenraum des Pumpengehäuses herrschenden Drücke allzu leicht verformt.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung sind den in den Ansprüchen ferner angegebenen Merkmalen sowie den nachstehenden Ausführungsbeispielen zu entnehmen.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNG

Die Erfindung wird im Folgenden anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher beschrieben und erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Vertikal-Längsschnitt durch eine erste Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Pumpe, /

Fig. 2 einen Vertikal-Längsschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Pumpe.

WEGE ZUM AUSFÜHREN DER ERFINDUNG

Die in Fig. 1 dargestellte Pumpe 10 ist mit der Rückwand 14 ihres Gehäuses 12 mittels Schrauben 16 an dem Halteflansch 18 eines Lagerstuhls 20 angeschraubt. Das Gehäuse 12 ist um seine Achse 22 im wesentlichen rotationssymmetrisch ausgebildet, mit der im Grundriss kreisförmigen Rückwand 14, und einer kreiszylindrischen Mantelwand 24. Die Rückwand 14 ist auf ihrer Innenseite mit einer dünnen Platte 15 verkleidet. Diese dünne Platte 15 ist mit der Mantelwand 24 einteilig verbunden. Statt der dünnen Platte 15 kann auch eine Beschichtung vorgesehen sein.

Die in Fig. 1 linke Stirnwand 26 der Mantelwand 24 liegt in einer Ringnut 25 eines das Gehäuse 12 in axialer Richtung verschließenden Deckels 28. Der Deckel 28 ist über mehrere, umfangsmäßig am Deckel 28 verteilt angeordnete Stiftschrauben, von denen in Fig. 1 lediglich zwei derselben mit ihrer Stiftschrauben-Achse 30 dargestellt sind, in der Rückwand 14 festgeschraubt. Die Stiftschrauben führen durch den Innenraum des Gehäuses 12 und durch die dünne Platte 15 hindurch. Von den Stiftschrauben ist in Fig. 1 die außenseitig aufgeschraubte Ringmutter 34 dargestellt. Zwischen der Stirnseite 26 der Mantelwand 24 und dem Deckel 28 ist in der in dem Deckel 28 umlaufenden Ringnut 25 ein O-Ring 36 eingelegt, der für die erforderliche Dichtheit sorgt. Der Deckel 28 umgreift von außen den - in Fig. 1 - linken Endbereich 23 der Mantelwand 24 mit einem sich in Richtung zur Rückwand 14 hin axial erstreckenden, einstückig an ihm angeformten Kragen 29.

27

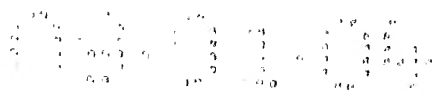
Die Innenwandung der Mantelwand 24 kann kreiszylindrisch oder zwecks leichteren Ausformens beim Herstellen des aus der dünnen Platte 15 und der Mantelwand 24 bestehenden einteiligen Stückes leicht konisch ausgebildet sein.

Die an den beiden Enden der Stiftschraube vorhandenen Gewindeabschnitte sind im Durchmesser kleiner als der Durchmesser des im Innenraum des Gehäuses 12 vorhandenen Stiftschrauben-Schaftes, so dass jede den Deckel 28 und die Rückwand 14 miteinander verschraubende Stiftschraube den Deckel 28 und die Rückwand 14 im gegenseitigen festgelegten Abstand aneinander hält.

Der Lagerstuhl 20 besitzt eine im vorliegenden Beispielsfalle rechtwinklig mit ihm verbundene Fußplatte 38, mit der das Gehäuse 12 und damit die Pumpe 10 auf einem Untergrund 40 aufgestellt werden kann. Dieser Untergrund 40 kann auch ein Konstruktionsteil sein, das beliebig im Raum ausgerichtet sein kann, denn beispielsweise mittels einer Verschraubung, von der zwei Verschraubungsachsen 42 dargestellt sind, kann die Fußplatte 38 und damit der gesamte Lagerstuhl 20 an besagtem Untergrund 40 lösbar fest werden.

Ein hohlzylindrischer Wellenträger 50, dessen Zylinderachse mit der Achse 22 zusammenfällt, ragt durch die Rückwand 14 und die dünne Platte 15 hindurch in den Innenraum des Gehäuses 12. Der Wellenträger 50 ist mittels eines endseitigen Flansches 52 mittels mehrerer, von außen zugänglicher, umfangsmäßig verteilter Schrauben 54 an dem Halteflansch 18 befestigt. Der Wellenträger 50 ist materialmäßig und querschnittsmäßig so ausgebildet, dass sein im Gehäuse 12 endender Kragendbereich unter Belastung praktisch keine, zumindest eine für den Betrieb der Pumpe 10 vernachlässigbare Durchbiegung aufweist.

Zentral durch den Wellenträger 50 hindurch ragt eine Antriebswelle 60. Das - in Fig. 1 - rechte Ende der Antriebswelle 60 ist mittels einer Passfeder 62 drehfest an der



KL

in der Zeichnung nicht dargestellten Abtriebswelle eines motorischen Antriebes anschließbar, so dass die Antriebswelle 60 in beiden Rotationsrichtungen antreibbar ist.

An dem im Innenraum des Gehäuses 12 endenden Kragende 64 der Antriebswelle 60 ist ein Rotor 70 drehfest befestigt. Der Rotor 70 ist - bezogen auf die Fig. 1 - von links auf das Kragende 64 der Antriebswelle 60 aufgeschoben und mittels einer endseitig auf der Antriebswelle 60 aufgeschraubten Verschlussmutter 66 in seiner aufgesteckten, drehfesten Position lagefixiert gehalten. Die Verschlussmutter 66 liegt über einem O-Ring 68 abgedichtet an der Stirnwand 72 des Rotors 70 an.

Der Rotor 70 besitzt eine Rotornabe 74, die eine zentrale, zur Rückwand 14 hin zeigende Ausnehmung aufweist, so dass die Rotornabe 74 in Form einer Kappe den Kragendbereich 76 der Antriebswelle 60 von außen mit Abstand umgreift. An den Kragendbereich 76 schließt sich in Richtung des auskragenden Endes der Antriebswelle 60 das Kragende 64 und daran der Schraubbereich für die Verschlussmutter 66 an.

Im Kragendbereich 76 ist ein Kegelrollenlager 80 beziehungsweise Schrägrollenlager zwischen der Antriebswelle 60 und dem Wellenträger 50 ausgebildet. Dieses Kegelrollenlager 80 kann insbesondere radiale, darüber hinaus auch axiale Kräfte aufnehmen. Derartige auf den Rotor 70 einwirkende Kräfte können über dessen Rotornabe 74 und über die Antriebswelle 60 auf den Wellenträger 50 und letztendlich auf den Lagerstuhl 20 übertragen beziehungsweise abgetragen werden. Das Kegelrollenlager 80 bildet damit eine im Innenraum des Gehäuses 12 vorhandene Lagerstelle für die Antriebswelle 60, da das Kegelrollenlager 80 durch seine Abstützung am Wellenträger 50 lagemäßig in dem Gehäuse 12 praktisch fest angeordnet ist. Die Antriebswelle 60 wird damit im Bereich des Kegelrollenlagers 80 abgestützt gehalten.

00010

25

Das Kegelrollenlager 80 ist auf der - in Fig. 1 - linken Seite durch eine Schulterverbreiterung 82 der Antriebswelle 60 und auf der dazu entgegengesetzten, rechten Seite durch einen in einer Wellennut einsitzenden, axial abgestützten Lagerinnenring 84 gehalten. Radial außenseitig wird das Kegelrollenlager 80 zwischen einem endseitig auf den Wellenträger 50 aufgeschraubten Abstützring 86 und einem in den Wellenträger 50 eingeformten Rücksprung 88 lagefixiert gehalten.

Zum Zwecke der Abdichtung ist außenseitig des Abstützringes 86 ein Wellendichtring 90, der an der Schulterverbreiterung 82 dichtend anliegt, angeordnet.

Auf der zum Kegelrollenlager 80 gegenüberliegenden Außenseite des Wellenträgers 50 ist ein Radial-Nadellager 92 zwischen dem Wellenträger 50 und der Rotornabe 74 angeordnet. Die Rotornabe 74 stützt sich auch über dieses Nadellager 92 auf dem Wellenträger 50 ab. Dieses Lager 92 wird - bezogen auf die Fig. 1 - auf seiner linken Seite durch einen Wellendichtring 94, der zwischen der Rotornabe 74 und dem Wellenträger 50 vorhanden ist, abgedichtet. Auf seiner dazu entgegenliegenden - bezogen auf die Fig. 1 - rechten Seite schließt sich an das Radial-Nadellager 92 eine Dichtringaufnahme 100 an.

Diese Dichtringaufnahme 100 liegt rotationsfest an der Innenseite der Rotornabe 74 an. Die einen rotationssymmetrischen Querschnitt aufweisende Dichtringaufnahme 100 ragt mit ihrem Wandendbereich 102 durch die Rückwand 14 hindurch.

Eine scharfe, von dem Wandendbereich 102 abweisende Kante 104 sorgt im Falle einer Leckage dafür, dass das dabei austretende Medium von dem Wellenträger 50 weggerichtet aus dem Bereich der Dichtringaufnahme 100 austritt. Dieses Leckage-Medium tritt in einen zwischen der Rückwand 14 und dem Halteflansch 18 ausgebildeten Zwischenraum 106 ein, von dem es über in dem Halteflansch 18 ausgebildete, in der Zeichnung nicht dargestellte Öffnungen nach außen treten kann.

74

An einer radial einspringenden Schulter 108 der Dichtringaufnahme 100 stützt sich ein Wellendichtring 110 ab, der abdichtend an der Außenseite des Wellenträgers 50 anliegt. Zusammen mit dem Wellendichtring 94 dichtet er das Radial-Nadellager 92 in axialer Richtung beidseitig ab.

Im Bereich des Halteflansches 18 ist ein weiteres Lager zwischen der Antriebswelle 60 und dem Wellenträger 50 in Form eines Kugellagers 114 vorhanden. Dieses Kugellager 114 ist zur Außenseite des Halteflansches 18 hin über einen Wellendichtring 116 abgedichtet, der seinerseits über einen von außen her auf den Halteflansch 18 aufgeschraubten Schraubring 118 gehalten ist.

Bei der in Fig. 1 dargestellten Konfiguration sind die Kegelrollenlager 80 und das Radial-Nadellager 92 in derselben Querschnittsebene 112 angeordnet.

Diese Querschnittsebene 112 liegt innerhalb des axialen Bereichs der Rotornabe 74 und darüber hinaus auch in dem axialen Querschnittsbereich des an der Rotornabe 74 einstückig angeformten Rotorkragens 120.

Dieser Rotorkragen 120 besitzt eine umlaufende wellenförmige Gestalt, so wie dies in der vorstehend zum Stand der Technik bereits erwähnten DE 34 18 708 A1 ausführlich beschrieben ist.

Im unteren Bereich des Gehäuses 12 ist ein Pumpkanal 124 vorhanden, innerhalb dessen sich der Rotorkragen 120 in axialer Richtung bei einer Rotation der Antriebswelle 60 hin und her bewegt. Der Pumpkanal 124 wird durch einen Stator 130 eingerahmt gebildet, der aus zwei Statorhälften 132, 134 zusammengesetzt ist. Die beiden Statorhälften 132, 134 sind im vorliegenden Beispielsfall im Querschnitt identisch ausgebildet und liegen über eine gemeinsame Kontaktfläche 136 dicht aneinander. Die beiden Statorhälften 132, 134 werden zwischen dem Deckel 28 und der Rückwand 14 eingepresst gehalten. Die

75

vorstehend bereits erwähnten Stiftschrauben, die den Deckel 28 an der Rückwand 14 auf Abstand lagefixiert halten, gehen auch durch den Stator 130 beziehungsweise durch dessen beide Statorhälften 132, 134, außerhalb des Pumpkanals 124, hindurch.

Der Deckel 28 besitzt einen zentralen, kreisringförmig nach außen vorspringenden Deckelbereich 138. In der dadurch ausgeformten inneren Einwölbung sitzt teilweise eine rotations-symmetrische Frontbüchse 140. Diese Frontbüchse 140 ist über von außen zugängliche Schrauben 142 an dem Deckel 28 beziehungsweise an dessen zentralen Deckelbereich 138 angeschraubt gehalten. Die Frontbüchse 140 umhüllt mit Abstand das stirnseitige Ende der Rotornabe 74 und die auf der Antriebswelle 60 aufgeschraubte Verschlussmutter 66. Ihre Innenwandung 144 ist im vorliegenden Falle gewölbt, ohne scharfe Kanten, ausgebildet, um sie leicht reinigen zu können. Über umlaufend in der Frontbüchse 140 eingepasste O-Ringe 146, 148 ist die Frontbüchse 140 gegenüber dem Deckel 28 beziehungsweise der Rotornabe 74 und der linken Statorhälfte 132 abgedichtet.

Die - bezogen auf die Fig. 1 - Oberseite der Frontbüchse 140 bildet den Boden des Ansaugraumes beziehungsweise des Auslassraumes 150, über die der Pumpkanal 124 einerseits mit dem Einlass 152 und andererseits mit dem Auslass der Pumpen 10 jeweils verbunden ist. Die Längsachsen 154 des Einlasses 152 und des Auslasses stehen im vorliegenden Beispielsfall rechtwinklig aufeinander.

Fluchtend zur Oberseite der Frontbüchse 140 ist auf der - bezogen auf Fig. 1 - rechten Seite der Rotornabe 74 ein Haltering 160 mit seiner Oberseite positioniert. Dieser Haltering 160 bildet mit seiner Oberseite ebenso wie die Frontbüchse 140 den Boden des Ansaugraumes beziehungsweise des Auslassraumes 150.

Der Haltering 160 stellt den dichtenden Bodenbereich des Ansaugraumes beziehungsweise des Auslassraumes 150 zwischen der Rotornabe 74 und der dünnen Platte 15 des Gehäuses 12 dar. Zwischen der Rotornabe 74 und dem Haltering 160 sind im vorliegenden Beispielsfall zwei axial und radial gegenseitig versetzte, mit der Rotornabe 74 mitrotierende Gleitringe 164, 166 eingepasst. Gegen diese Gleitringe 164, 166 liegen stationäre Gleitringe 165 beziehungsweise 167 drückend an. Diese letzteren Gleitringe 165, 167 werden durch Federringe 168 beziehungsweise 170, die sich rückseitig an radial einspringenden Schultern 172 beziehungsweise 174 des Halteringes 160 abstützen, gegen den Gleitring 164 beziehungsweise 166 gedrückt.

Der Haltering 160 ist über umfänglich verteilt angeordnete Schrauben 176 an der Rückwand 14 befestigt.

Die Gleitringe 165, 167 können aus jedem geeigneten Material, wie beispielsweise insbesondere auch aus Keramikmaterial bestehen. Die mitrotierenden Gleitringe 164, 166 können insbesondere aus metallischem Material bestehen.

Die aus den beiden Gleitringen 164, 165 beziehungsweise 166, 167 gebildeten Abdichtungen können beide in axialer Richtung in beliebiger gegenseitiger Ausrichtung angeordnet sein.

Der Ansaugraum und der Auslassraum 150 sind durch eine Schieberführung 162, die eine dichte Absperrrplatte zwischen diesen beiden Räumen darstellt, voneinander druckmäßig getrennt. An der Schieberführung 162 liegt ein Dichtschieber 182 in axialer Richtung hin und her bewegbar an. Der Dichtschieber 182 ist in dem Auslassraum 150 angeordnet, so dass er durch den dort herrschenden Druck, der größer ist als der im Ansaugraum herrschende Druck, dicht an der Schieberführung 162 bei seiner Hin- und Herbewegung anliegt. In dem Dichtschieber 182 ist ein nach unten offener, zentraler Durchbruch 184 für den Rotorkragen 120 vorhanden. Der Rotorkragen 120 liegt bei seiner

rotierenden Bewegung mit seinen beiden in axialer Richtung seitlichen Kragenwänden, von denen in Fig. 1 seine eine Seitenwand 186 sichtbar ist, dichtend an. Dieses Konstruktionsprinzip ist ebenfalls in der bereits vorstehend erwähnten DE 34 18 708 A1 ausführlich beschrieben.

Der Dichtschieber 182 wird auf seiner zur Schieberführung 162 entgegengesetzten Seite durch in der Zeichnung nicht dargestellte Konstruktionsteile, die mit dem Gehäuse 12 fest verbunden sind, gehalten, so dass der Dichtschieber 182 auch bei gegenüber der Darstellung in Fig. 1 gestürzten, anderen, am Halteflansch 18 angeschraubten Drehstellungen seine dichte Lage an der Schieberführung 162 beibehält und nicht von der Schieberführung 162 beispielsweise in Umfangsrichtung wegfällt. Die Schieberführung 162 kann beispielsweise durch eine der mit ihrer Achse 30 dargestellten Stiftschrauben lagemäßig zwischen dem Deckel 28 und der dünnen Platte 15 fixiert werden.

Aus der Rückwand 14 ragen in den Zwischenraum 106 umfangsmäßig verteilt mehrere Leckabläufe 190 hinein. Diese schlauchbeziehungsweise röhrenchenförmigen Leckabläufe 190 verbinden über in der Zeichnung nicht dargestellte, in dem Wellenträger 50 ausgebildete Längs- und Querbohrungen die einzelnen Lagerräume miteinander, so dass sie zur Schmierung dieser Lager zu verwenden sind.

Die in Fig. 2 dargestellte Pumpe 10.2 ist prinzipiell wie die vorstehend beschriebene Pumpe 10 aufgebaut. Auch ihre Rückwand 14.2 ist durch eine dünne Platte 15.2 abgedeckt. Die Platte 15.2 bildet mit der Mantelwand 24.2 ein einteiliges, als Tiefziehteil hergestelltes topfartiges Gehäuseteil. Statt der Platte 15.2 könnte wiederum eine Beschichtung vorgesehen werden.

Das Kegelrollenlager 80 und das Radial-Nadellager 92 liegen in derselben axialen Querschnittsebene 112, die innerhalb des von dem Rotorkragen 120 in axialer Richtung eingenommenen

28

Lichttraumbereiches liegt. Das im Bereich des Halteflansches 18.2 vorhandene weitere Lager, das im vorliegenden Beispielsfall ebenfalls ein als Kugellager 114 ausgebildetes Hilfslager für die Antriebswelle 60.2 darstellt, ist statt des Schraubringes 118 der Pumpe 10 nunmehr ein die Wellendichtung 116 axial haltender Haltering 118.2 vorhanden, der mittels Schrauben 117 an dem Wellenträger 50.2 festgeschraubt gehalten wird.

Als weitere Unterschiede zur Pumpe 10 sind bei der Pumpe 10.2 ihr Deckel 28.2 außenseitig ebenflächig und ihre Rückwand 14.2 ohne die bei der Rückwand 14 im unteren Bereich vorhandene Querschnittsverstärkung ausgebildet.

Der Haltering 160.2, der dem Haltering 160 entspricht, besitzt aufgrund der zur Pumpe 10 anderen räumlichen Gegebenheiten eine etwas andere Querschnittsform als der Haltering 160. Seine Funktion ist wie beim Haltering 160 vorhanden; über zwei an ihm über Federringe in axialer Richtung wegdrückend gehaltene Gleitringe 165.2, 167.2 liegt er dichtend an in der Rotornabe 74.2 eingeformt gehaltenen Dichtringen 164.2 beziehungsweise 166.2 an.

Das Kegelrollenlager 80 wird an seiner radialen Innenseite statt des in der Pumpe 10 vorhandenen Lagerinnenringes 84 durch einen Schraubring 84.2 abgestützt gehalten.

Der Zwischenraum 106 ist über die Leckabläufe 190 und Quer- und Längsbohrungen 196, 198 mit den einzelnen Lagern verbunden, so dass einerseits Lager mit Ölschmierung versehen werden können, andererseits bei Leckagen entsprechende Medien in den Zwischenraum 106 und von dort aus durch in der Zeichnung nicht dargestellte, in dem Halteflansch 18 beziehungsweise 18.2 vorhandene Öffnungen aus der Pumpe 10 beziehungsweise 10.2 herausfließen können.

78

Ansprüche

01. Pumpe (10, 10.2)
- mit einem einen Deckel (28, 28.2), eine Rückwand (14, 14.2) und eine dazwischen angeordnete Mantelwand (24) aufweisenden Pumpengehäuse (12),
 - mit einem Rotor (70), der drehfest auf einer mit einem motorischen Antrieb verbindbaren Antriebswelle (60, 60.2) vorhanden ist und der einen radial wegstehenden, wellenförmig umlaufenden Rotorkragen (120) besitzt,
 - mit den Rotorkragen in axialer Richtung beidseitig begrenzenden, einen Pumpkanal (124) zwischen sich freilassenden Begrenzungsflächen,
 - mit einem Einlass (152) und einem Auslass für den Pumpkanal (124),
 - mit einem in axialer Richtung verstellbaren, an dem Rotorkragen (120) in axialer Richtung beidseitig dichtend anliegenden und den Pumpkanal (124) zwischen dem Einlass (152) und dem Auslass unterteilenden Dichtschieber (182),
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - eine dünne Platte (15, 15.2) oder eine Beschichtung zumindest auf der Innenseite der Rückwand (14, 14.2) so vorhanden ist, dass durch das Pumpengehäuse (12) hindurch gepumptes Medium zumindest mit der Rückwand (14, 14.2) nicht in Berührung kommt,
 - diese dünne Platte (15, 15.2) oder diese Beschichtung aus einem die Eigenschaften dieses Mediums berücksichtigenden Material besteht,
 - die Rückwand (14, 14.2) aus rohem Material, wie insbesondere aus Gussmaterial besteht.

20

02. Pumpe nach Anspruch 1,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - die Mantelwand (24, 24.2) aus einer die Eigenschaften des Fördermediums berücksichtigenden dünnen Wand besteht.
03. Pumpe nach Anspruch 2,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - die Mantelwand (24, 24.2) einteilig mit der dünnen Platte (15, 15.2) verbunden ist.
04. Pumpe nach Anspruch 3,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - der von der Mantelwand (24, 24.2) umschlossene Innenraum des Pumpengehäuses (12) sich zum Deckel (28, 28.2) hin konisch erweitert.
05. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - die Rückwand (14, 14.2) an einem Halteflansch (18, 18.2) lösbar befestigt ist.
06. Pumpe nach Anspruch 5,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - die Antriebswelle (60, 60.2) den Halteflansch (18, 18.2) durchdringt und in dem Pumpengehäuse (12) endet.
07. Pumpe nach Anspruch 6,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - eine Lagerstelle für die Antriebswelle (60, 60.2) im Halteflansch (18, 18.2) vorhanden ist.
08. Pumpe nach einem der Ansprüche 5 bis 7,
 - dadurch gekennzeichnet, dass
 - das Pumpengehäuse (12) in verschiedenen Rotationsstellungen an dem Halteflansch (18, 18.2) befestigbar, wie insbesondere festschraubbar ist.

21

09. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche,
- dadurch gekennzeichnet, dass
- aus Richtung der dem motorischen Antrieb benachbarten Außenwand der Pumpe ein hülsenförmiger, die Antriebswelle (60, 60.2) in sich tragender Wellenträger (50, 50.2) vorhanden ist,
- im Kragendbereich (76) des Wellenträgers diese erste Lagerstelle für die Antriebswelle vorhanden ist,
- der die Antriebswelle (60, 60.2) für den Rotor (70) in sich tragende und in das Pumpengehäuse (12) hineinragende Wellenträger (50, 50.2) an dem Halteflansch (18, 18.2) des Lagerstuhls (20) befestigbar ist.
10. Pumpe nach einem der vorstehenden Ansprüche,
- dadurch gekennzeichnet, dass
- der Deckel (28, 28.2) einen umlaufenden, axialen Kragen (29) aufweist,
- dieser Kragen (29) von außen an einem Endbereich der Mantelwand (24, 24.2) dicht anliegt.

1/2

22

